Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics, 34, 2022. (19-34)

Ferdowsi University of Mashhad

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics

Page Journal: mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

Evaluation of Integrated Solar Geothermal Energy System for Providing Power, Heat and Cold

Research Article

Amin Kardgar[1]

DOI: 10.22067/jacsm.2022.76152.1108

1. Introduction

According to reports, about 19.3% of the world's energy is provided by renewable energies. A large share of renewable energy comes from wind, solar and geothermal energy. Solar energy is a very clean energy that is used to generate power without causing pollution. According to studies conducted in recent decades, the cost of solar energy is competitive with other energy sources. Geothermal energy is also one of the clean sources of energy supply that have received attention in recent decades. Geothermal energy in countries such as the Philippines and Iceland supplies about 30% of their electrical energy needs. In Iran, there are various sources of geothermal energy in Azarbaijan, Ardabil, Isfahan, and Mazandaran provinces. A way to increase the efficiency of geothermal systems is combining it with solar energy and cogeneration.

Stability is among the challenges of using solar energy. Moreover, the low efficiency of geothermal energy is one of its disadvantages. One of the best solutions to solve these challenges is the simultaneous use of solar and geothermal energy. The purpose of this research is to present a geothermal and solar energy system for the simultaneous production of power, heat, cold and its analysis based on the first and second laws of thermodynamics. For this purpose, the amount of exergy loss and the efficiency of different components of the system were investigated by changing the effective parameters.

2. Results

Figure 1 depicts the production system for the simultaneous production of power, heat and cold. Geothermal energy acts as the main source and solar energy as an auxiliary source in this system. To ensure the continuous operation of the system, an energy storage device has been used, one side of which is connected to the sun and the other side to the input flow of turbine 2. The purpose of the proposed system is to produce power and heat for industrial use and cooling for residential places, as well as a heat pump for drying products.

This system is composed of 5 circuits, which include the water flow circuit from the geothermal well for power generation, the absorption refrigeration cycle with lithium bromide and water for cooling the residential space, the compression refrigeration cycle with isobutane fluid, the dryer system, and the solar absorber system with molten sodium.

For the thermodynamic analysis of subsystems in the whole system, the first and second laws were used. The first law of thermodynamics or the law of conservation of energy with the assumed assumptions is as follows for all components.

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i\, h_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_e\, h_e \qquad (1)$$

By applying the second law of thermodynamics to all system components, the amount of irreversibility can be analyzed. The amount of exergy at any point is obtained using Equation 2.

$$ex_i = h_i - h_e - T_0(s_i - s_0) \qquad (2)$$

The efficiency value of the first and second laws of this system is $\boldsymbol{\eta_0 = 92\%}$ and $\boldsymbol{\psi_0 = 57\%}$ respectively, which is more than many power generation systems. Based on the values of thermodynamic properties, the efficiency of the law of energy and exergy in Figure 2 is calculated based on the changes in the quality of the fluid exiting the geothermal well. The quality of steam in a geothermal well depends on the type of well and its amount can vary. With the increase of steam quality from 0.3 to 0.8, the energy efficiency does not change much, but the exergy efficiency increases from 52% to 60%, which is due to the reduction of exergy loss in different parts of the system. In fact, with the increase in steam quality, its exergy value increases and this improves the exergy efficiency by 8%. Figure 3 shows the changes in energy efficiency and exergy versus fluid flow rate from the geothermal well. With the increase

*Manuscript received: April 10, 2022, Revised, August 13, 2022, Accepted, December 15, 2022.

[1]. Corresponding author. Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Mazandaran, Babolsar, Iran.
Email: a.kardgar@umz.ac.ir

of the mass flow rate from 20 kg/s to 80 kg/s, the changes in the efficiency of the first and second laws are almost negligible. With the increase in the flow rate of the fluid coming out of the well, the amount of energy produced increases, but the efficiency of the first and second laws does not change significantly due to the lack of change in the quality of energy.

3. Conclusion

A cogeneration system based on geothermal and solar energy was developed. Using the first and second laws of thermodynamics, the whole system was analyzed. The amount of work, cold and heat produced as well as exergy loss were calculated. Using thermodynamic relationships, the effect of effective parameters such as the mass flow rate of the geothermal reservoir, steam quality, ambient temperature, temperature of the air entering the heat pump and the temperature of the generator output fluid on the efficiency of the first law, second law and exergy loss were investigated.

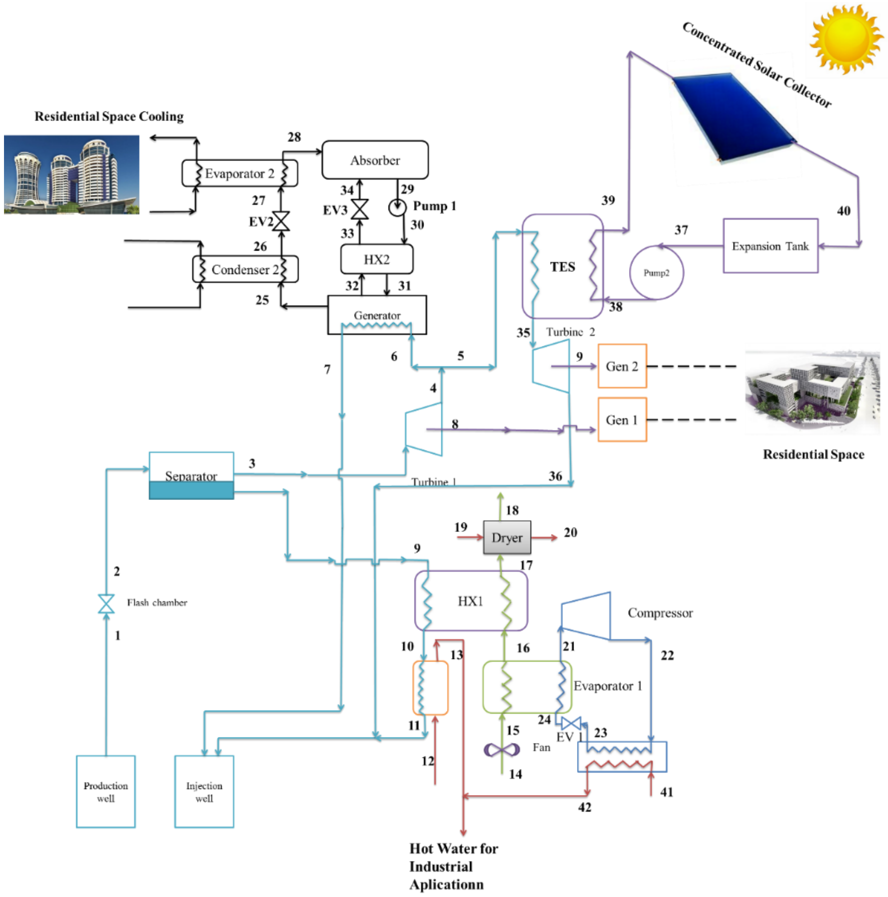


Figure 1. The flow diagram of the simultaneous production of power, heat and cooling with the simultaneous use of solar energy and geothermal energy

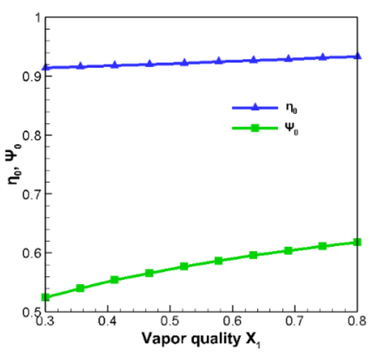


Figure 2. Energy and exergy efficiency of the whole system according to the quality of steam exiting geothermal wells

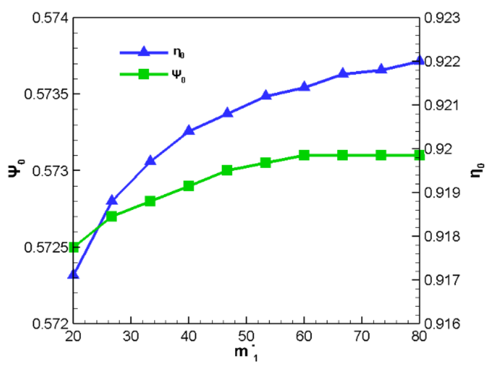


Figure 3. Energy efficiency and exergy of the whole system in terms of flow rate of hot water from the geothermal tank

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک

https://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir/

ارزیابی سامانه یکپارچه انرژی خورشیدی و زمین‌گرمایی برای تولید همزمان توان، گرما و سرمایش*

مقاله پژوهشی

امین کاردگر[۱]

DOI: 10.22067/jacsm.2022.76152.1108

چکیده در پژوهش حاضر، یک سامانه انرژی یکپارچه خورشیدی-زمین گرمایی ارائه شده است. این سامانه انرژی از یک محفظه تبخیر یک مرحله‌ای زمین گرمایی، سیکل تبرید جذبی تک اثره، سیکل پمپ حرارتی برای عملیات خشک کردن، سامانه ذخیره‌ساز انرژی خورشیدی، دو توربین بخار برای تولید توان، تولید سرمایش برای مصارف خانگی و سامانه گرمایشی برای مصارف صنعتی تشکیل شده است. هدف از این سامانه تولید توان، سرمایش و گرمایش برای مصارف خانگی و صنعتی و خشک کردن محصولات غذایی است. راندمان انرژی و اگزرژی کل این سامانه به ترتیب ۹۲٪ و ۵۷٪ است. اثرات عوامل مؤثر مانند دمای محیط، دبی و دمای آب مخزن زمین‌گرمایی و دمای آب خروجی از ژنراتور سیکل تبرید جذبی بر راندمان انرژی و اگزرژی سامانه بررسی شده است. با افزایش دمای محیط از ۲۷۰ K تا ۳۲۰ K مقدار راندمان انرژی کل تغییری نمی‌کند اما راندمان اگزرژی کل، توربین شماره ۱ و توربین شماره ۲ به ترتیب حدود ۷٪، ۳٪ و ٤٪ کاهش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی اگزرژی، زمین گرمایی، انرژی خوشیدی، تبرید جذبی، تولید توان.

Evaluation of an Integrated Solar Geothermal Energy System to Provide Power, Heat and Cooling

Amin Kardgar

Abstract
In the present research, an integrated solar-geothermal energy system is proposed. This energy system consists of a single flash geothermal cycle, single effect absorption refrigeration cycle, heat pump cycle for drying process, solar energy saving comportment, two steam turbines for power production, cooling system for domestic usage and heating for industrial application. The aim of this system is providing cooling and heating for domestic and industrial appliances and drying food products. The energy and exergy efficiency of the system were 92% and 57%, respectively. The effect of parameters such as surrounding temperature, the temperature and the mass flow rate of geothermal tank, and the outlet water temperature of the generator of absorbtion cooling system on energy and exergy efficiency of the system were investigated. The overall energy efficiency does not change by increasing surrounding temperature from 270 K to 320 K, but overall exergy efficiency, turbine 1, and turbine 2 decrease almost 7%, 3% and 4%, respectively.

Key Words Exergy; Geothermal; Solar energy; Absorption refrigeration; Power production.

* تاریخ دریافت مقاله ۱٤۰۱/۱/۲۱ و تاریخ پذیرش آن ۱٤۰۱/۹/۹ می‌باشد.

(۱) نویسنده مسئول: استادیار مهندسی مکانیک، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه مازندران، بابلسر، ایران

Email: a.kardgar@umz.ac.ir

مقدمه

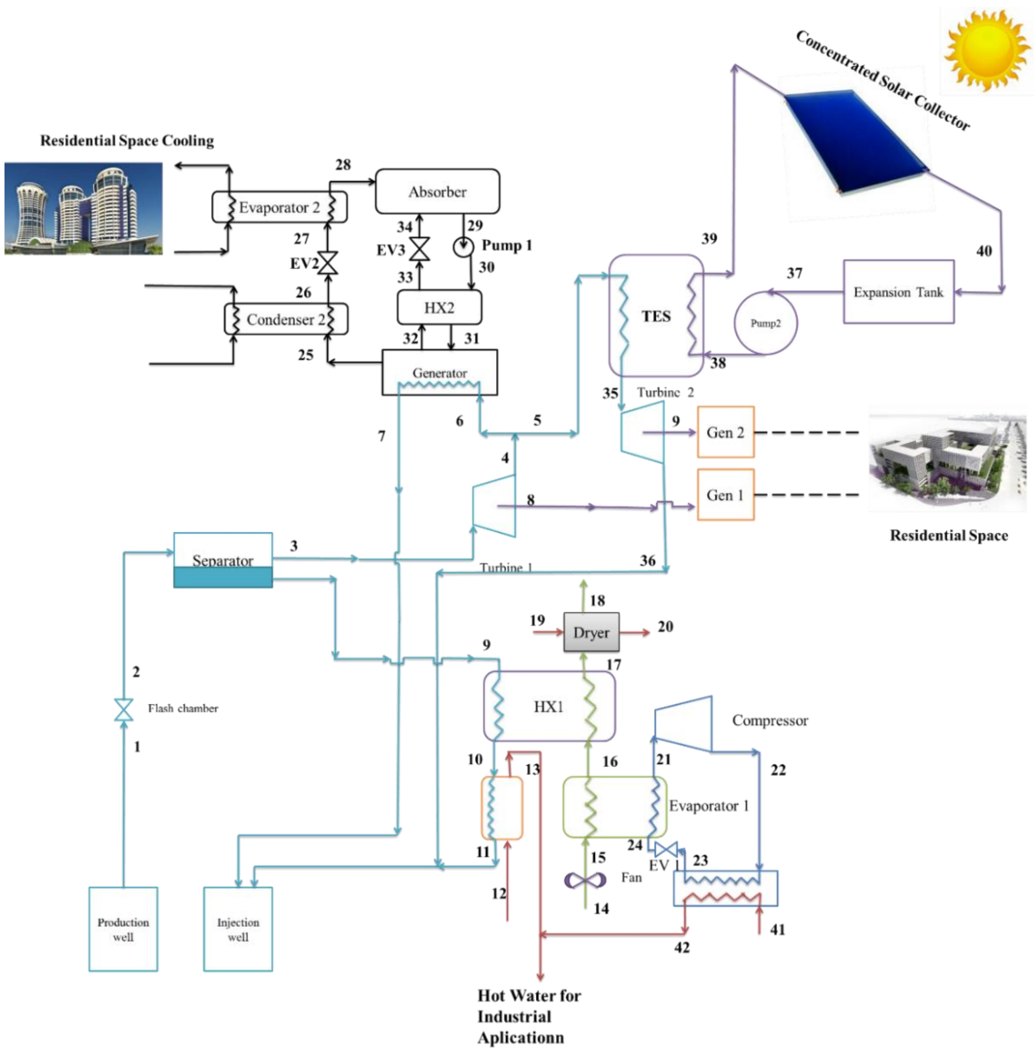
روند کنونی افزایش مصرف انرژی در جهان، بشر را با دو بحران بزرگ روبرو کرده است؛ نخست آلودگی محیط زیست در اثر سوزاندن سوخت‌های فسیلی و دیگری شتاب فزاینده در جهت به پایان بردن این منابع. تأمین انرژی یکی از اساسی‌ترین پیش‌نیازهای توسعه اقتصادی و بهبود کیفی زندگی بشر است. روند صعودی مصرف انرژی در جهان، که با وقوع انقلاب صنعتی در اواسط قرن هجدهم میلادی آغاز شد، همچنان ادامه دارد. یکی از بهترین راه‌ها برای کاهش آسیب محیط زیست و گازهای گلخانه‌ای، جایگزینی سوخت‌های فسیلی با انرژی‌های تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی، زمین گرمایی و باد است. بر اساس گزارش‌ها حدود ۱۹/۳٪ از انرژی جهان توسط انرژی-های تجدیدپذیر تأمین می‌شود. سهم زیادی از انرژی‌های تجدیدپذیر متعلق به انرژی باد، خوشید و زمین گرمایی است. انرژی خورشیدی، انرژیی بسیار پاکی است که بدون ایجاد آلاینده برای تولید توان به کار می‌رود. با توجه با پژوهش‌های صورت گرفته در دهه‌های اخیر قیمت تمام شده انرژی خورشیدی با دیگر منابع انرژی قابل رقابت است. انرژی زمین گرمایی نیز یکی از منابع پاک تأمین انرژی است که در دهه‌های اخیر مورد توجه قرار گرفته است. انرژی زمین گرمایی در کشورهایی مانند فیلیپین و ایسلند حدود ۳۰٪ از انرژی الکتریکی مورد نیازشان را تأمین می‌کند. در ایران نیز منابع متنوعی از انرژی زمین‌گرمایی در استان‌های آذربایجان، اردبیل، اصفهان، مازندران و... وجود دارد. یکی از راه‌های افزایش راندمان سیستم‌های زمین گرمایی ترکیب آن با انرژی خورشیدی و تولید همزمان است. کارهای مختلفی برای ترکیب انرژی خورشیدی و زمین گرمایی و تولید همزمان صورت گرفته است. از سیستم ترکیبی زمین گرمایی و خوشیدی می-توان در دودکش خوشیدی برای افزایش توان تولیدی استفاده کرد [1]. چوی و همکارانش مقایسه‌ای بین R22 و R744 به‌عنوان سیال عامل در سیکل پمپ حرارتی سامانه خورشیدی–زمین گرمایی انجام دادند. نتایج آنها نشان‌دهنده راندمان بهتر R744 در مقایسه با R22 به مقدار ۲۸,۸٪ است. همچنین نتایج آنها نشان داد که راندمان کلکتور نیز به اندازه ٤,١٪ در زمان استفاده از R744 افزایش می‌یابد [2]. قاسمی و همکارانش با استفاده همزمان از انرژی حرارتی زمین گرمایی و خوشیدی، راندمان قانون دوم سامانه تولید توان را ۳/٤٪ نسبت به استفاده تنهایی از هر کدام از منابع حرارتی افزایش دادند [3]. ایوب و همکارانش با سیستم ترکیبی زمین گرمایی و خورشیدی و بهینه‌سازی سامانه پیشنهادی با تابع هدف هزینه توان تولیدی، توانستند با پیشنهاد یک آرایش جدید مقدار هزینه را تا ۲٪ نسبت به حالت استفاده از این منابع انرژی به‌صورت جداگانه کاهش دهند. آنها همچنین با استفاده از جریان متغییر توانستند مقدار راندمان را ٦,٣٪ نسبت به حالت جریان ثابت در کلکتور خورشیدی افزایش دهند [4]. شوکتی و رنجبر سیکل تولید توان با بهره‌گیری از انرژی زمین گرمایی و استفاده از سیکل کالینا و رانکین و سیال عامل مختلف بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که سیکل کالینا با غلظت آمونیاک ۰/۷٪ کمترین میزان هزینه تولید توان را دارد. سیکل اورگانیک رانکین نیز با سیال عامل R123 دارای بیشترین بازده قانون اول است. فشار بهینه اپراتور سیکل کالینا برای کمینه کردن هزینه تولید توان در ۲۵ بار رخ می‌دهد [5]. هبرلی و همکارانش با افزودن یک سامانه خورشیدی به سیکل اورگانیک رانکین، بازده آن را ۷/۸٪ افزایش دادند [6]. از طرفی می‌توان این سامانه را برای تأمین آب شیرین جوامع کوچک به کار بست [7]. علی‌رحمی و همکارانش با استفاده از ترکیب انرژی زمین گرمایی و انرژی خورشیدی یک سامانه تولید توان و سرمایش پیشنهاد دادند. آنها برای تولید توان از سیکل رانکین و سیکل اورگانیک رانگین بهره بردند [8]. آنها نشان دادند که با ثابت ماندن تعداد پنل‌های خورشیدی، با افزایش دبی جریان ورودی، کار خروجی سیستم کاهش یافته و بار سرمایشی افزایش می‌یابد. آنها همچنین نشان دادند که بین ۱۰ مبرد مختلف، مبرد R123 بهترین عملکرد را دارد. مقدار راندمان اگزرژی در سیستم پیشنهادی آنها در بهترین حالت ۲۹,۹٥٪ بود. القمری و حسن با استفاده از انرژی زمین گرمایی و گرم کردن هوای تازه، بار گرمایی ساختمان را تأمین کردند. آنها همچنین برای تأمین توان الکتریکی ساختمان از انرژی خورشیدی بهره بردند. آنها تأثیر ترکیب سامانه انرژی زمین گرمایی و خوشیدی را در شرایط مختلف دودکش خوشیدی بررسی کردند. آنها نشان دادند که دوکش دمای اتاق را ٦,٤ ^oC افزایش داده و هوای اتاق را ٤٦ بار در روز تغییر می‌دهد [9]. الحامد و دینسر برای تأمین توان الکتریکی و بار سرمایشی یک منطقه مسکونی کوچک یک آرایش با ترکیب

انرژی خوشیدی و زمین گرمایی پیشنهاد دادند. آنها برای این کار از توربین‌هایی تقریباً با ظرفیت کل ۱۳۴۵ kW و یک سامانه تبرید جذبی اژکتوری با ظرفیت ۱۵ kW استفاده کردند. راندمان قانون اول و دوم این سامانه به ترتیب ۵۳,۳۳٪ و ۳۷,۰۷٪ بوده است [10]. ذبیح‌الله و همکارانش [11] اثر پارامترهای مختلف مانند دمای آب خروجی از منابع زمین گرمایی، دبی جریان آب و فشار ورودی توربین بخار را در نیروگاه تولید همزمان برق، سرما و گرما بررسی کردند. آنها بیان کردند که با افزایش فشار ورودی توربین مقدار تخریب افزایش می‌یابد. صدیقی و دینسر سامانه‌ای برای تولید توان و آب شیرین با استفاده از انرژی زمین گرمایی و خوشیدی پیشنهاد دادند. آنها با استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک سامانه را تحلیل نموده و نشان دادند راندمان قانون اول و دوم این سیستم به ترتیب ۴۲/۳٪ و ۲۱/۳٪ است [12]. اوکاتی و همکارانش روش نوینی برای بهره‌گیری از انرژی زمین گرمایی و خوشیدی برای شیرین‌سازی آب پیشنهاد دادند. آنها نشان دادند که با کاهش دمای کندانسور در سامانه از ۲۸ ºC تا ۲۱ ºC، مقدار آب شیرین تولیدی ۶۰,۶٪ افزایش می‌یابد [13]. عبدالعلی‌پور و همکارانش یک آرایش بر مبنای انرژی زمین گرمایی به‌عنوان منبع گرم و گاز LNG به‌عنوان منبع سرد با راندمان ۲۹/۱۶٪ پیشنهاد دادند. در این سامانه با افزایش فشارهای جداساز اول و دوم مقدار توان تولیدی خالص، بازده حرارتی و اگزرژی نتایج بهتری را نشان می‌دهد [14]. یکی از چالش‌های استفاده از سامانه ترکیبی زمین گرمایی و خورشیدی عدم وجود همیشگی توان حرارتی خورشید و کاهش راندمان سامانه به این دلیل است. باستی و همکارانش با استفاده از سیستم ذخیره‌ساز انرژی ظرفیت سالانه این سامانه‌ها را ۱۹٪ افزایش دادند [15]. مک‌تیگ و همکارانش با استفاده از سامانه حرارتی خوشیدی به‌عنوان سیکل بالایی و سیکل زمین گرمایی به‌عنوان سیکل پایینی یک سامانه تولید توان با بازده ۳۲/۹٪ ارائه دادند. در طرح ارائه‌شده، برای افزایش بازده و پیوستگی بیشتر سامانه از سیستم ذخیره‌ساز انرژی استفاده شده است [16]. کشاورزپرست و همکارانش برای افزایش بازده یک نیروگاه زمین گرمایی در نوادا آمریکا، سامانه حرارتی خورشید به آن اضافه نمودند. آنها با استفاده از نرم‌افزار تجاری HYSIS کل سامانه را به‌صورت ترمودینامیکی تحلیل نموده و تأثیر پارامترهای مختلف مانند نوع سیال عامل در سیکل اورگانیک رانکین، دمای محیط و دبی جرمی سیال عامل را بر روی بازده سیستم بررسی نمودند [17]. ساندلی و همکارانش از انرژی زمین گرمایی به‌عنوان مکمل انرژی خوشیدی در فرایند خشک کردن استفاده کردند. در طرحی که آنها پیشنهاد دادند مقدار دمای هوای خشک‌کن به ٤٦ ºC تا ٥٨ ºC می‌رسد [18].

همان‌طوری که از مطالعات انجام‌شده می‌توان برداشت نمود، یکی از چالش‌های استفاده از انرژی خورشیدی پایداری آن است. از طرفی پایین بودن راندمان انرژی زمین گرمایی از معایب آن به شمار می‌رود. یکی از بهترین راهکارها برای رفع این چالش‌ها، استفاده همزمان از انرژی خورشیدی و زمین گرمایی است. هدف از پژوهش حاضر ارائه یک سامانه انرژی زمین گرمایی و خورشیدی برای تولید همزمان توان، گرما، سرما و تحلیل آن بر اساس قانون اول و دوم ترمودینامیک است. برای این کار مقدار اتلاف اگزرژی و راندمان اجزای مختلف سامانه با تغییر مؤلفه‌های مؤثر بررسی شده است.

توضیح سامانه انرژی

سامانه تولید همزمان توان، حرارت و سرما در شکل (۱) نشان داده شده است. انرژی زمین گرمایی به‌عنوان منبع اصلی و انرژی خورشیدی به‌عنوان منبع کمک‌کننده در سیستم عمل می‌کند. برای اطمینان از عملکرد پیوسته سامانه از ذخیره‌ساز انرژی استفاده شده است که یک طرف آن به خورشید و طرف دیگر آن به جریان ورودی توربین ۲ متصل است. هدف از سامانه پیشنهادی تولید توان، گرما برای استفاده صنعتی و سرمایش برای اماکن مسکونی و همچنین پمپ حرارتی برای عملیات خشک کردن محصولات است. این سامانه از پنج مدار تشکیل شده است که شامل مدار جریان آب خروجی از چاه زمین‌گرمایی برای تولید توان، چرخه تبرید جذبی با لیتیم بروماید و آب برای سرمایش فضای مسکونی، چرخه تبرید تراکمی با سیال ایزوبوتان، سیستم خشک‌کن و سامانه جاذب خورشیدی با سدیم مذاب است.



شکل ۱ نمودار جریان تولید همزمان توان، گرما و سرمایش با استفاده همزمان از انرژی خورشیدی و انرژی زمین گرمایی

توربین ۱

توربین بخار شماره ۱ مستقیم به چاه زمین گرمایی متصل است. مخلوط آب گرم و بخار وارد یک محفظه فلش شده تا کیفیت بخار بالاتر رود. سپس مخلوط بخار و آب وارد یک جداساز بخار و مایع شده و بخار وارد توربین می‌شود. مایع از جداساز وارد مبدل حرارتی شده تا دمای هوایی که وارد خشک‌کننده می‌شود را افزایش دهد. در ادامه مایع با افت دما بعد از مبدل حرارتی وارد مبدل حرارتی می‌شود تا آب گرم برای تأمین حرارت فعالیت صنعتی فراهم کند.

سیکل تبرید جذبی

مخلوط بخار و مایع خارج شده از توربین ۱ به دو قسمت تقسیم شده و مایع آن وارد یک ژنراتور سیکل تبرید جذبی می‌شود تا حرارت لازم برای جدایش آب از نمک لیتیوم-بروماید را تأمین نماید. بخار آب جدا شده از محلول نمک وارد یک کندانسور شده و دمای آن کاهش می‌یابد تا تبدیل به مایع شود و سپس وارد یک شیر انبساط شده تا فشار و دمای آن کاهش یابد و در ادامه وارد اپراتور شده تا سرمای لازم برای اماکن مسکونی و تجاری را تأمین نماید. بخار خارج از اپراتور وارد یک جاذب شده تا جذب محلول غلیظ شده و پس از آن وارد یک پمپ شده تا با افزایش فشار وارد ژنراتور شده و این سیکل تکرار شود.

توربین ۲

بخار خروجی از توربین ۱ وارد ذخیره‌ساز انرژی می‌شود. انرژی ذخیره‌ساز از نور خورشید تأمین می‌شود. انرژی حرارتی خورشید به سدیم مذاب منتقل شده و در نهایت به ذخیره‌ساز منتقل می‌شود.

سیکل پمپ حرارتی

پمپ حرارتی وظیفه تأمین حرارت برای گرمایش و رطوبت گیری از هوای خشک‌کننده را برعهده دارد. هوایی که برای فرایند خشک کردن در نظر گرفته شده وارد اپراتور می‌شود تا دمای ایزوبوتان که به‌عنوان سیال عامل در چرخه عمل می‌کند، افزایش داده و بدین ترتیب کار مورد نیاز کمپرسور را کاهش دهد. ایزوبوتان مافوق گرم وارد کمپرسور شده و با افزایش فشار و دما وارد کندانسور شده و حرارت مورد نیاز پمپ حرارتی را تأمین می‌کند. سپس وارد شیر انبساط شده و با کاهش فشار و دما وارد اپراتور می‌شود.

فرایند خشک کردن

هوا بعد از رطوبت‌گیری وارد مبدل حرارتی شده و توسط مایعی که از جداساز وارد مبدل می‌شود، دمای آن افزایش و رطوبت نسبی آن کاهش می‌یابد. هوا وارد فرایند خشک کردن شده و در نقطه ۱۸ وارد محیط می‌شود.

معادلات حاکم برای تحلیل انرژی و اگزرژی. برای تحلیل ترمودینامیکی و محاسبه آنتالپی، آنتروپی، دما، فشار و دبی ورودی و خروجی از زیرسامانه‌ها در تولید همزمان توان، گرما و سرما فرضیاتی در نظر گرفته شده است. همچنین برای براورد بازگشت‌ناپذیری‌ها، اتلاف اگزرژی محاسبه شده است. فرضیات در نظر گرفته شده به‌صورت زیر می‌باشد:

۱. هوا به‌صورت گاز ایده‌آل در نظر گرفته شده است.
۲. دما و فشار نقطه مرجع به ترتیب برابر T_0= ۲۹۸ K و kPa P=۱۰۱
۳. سامانه در حالت پایا تحلیل شده است.
٤. از انرژی جنبشی و پتانسیل در تحلیل ترمودینامیکی صرف نظر شده است.
٥. توربین‌ها و پمپ‌ها به‌صورت آدیاباتیک در نظر گرفته است.
٦. از افت فشار در مبدل‌های حرارتی و لوله‌ها صرف نظر شده است.
۷. دمای آب خروجی از چاه زمین گرمایی بسته به نوع چاه و مکان آن دارد. برای چاه‌های زمین گرمایی در مشکین شهر و طبس این مقدار بین ٤۲۳ تا ۵۷۳ کلوین است. در اینجا آب گرم مخزن با دمای ۵۷۳ K و فشار ٦۰ Bar با کیفیت ۵۰٪ در نظر گرفته شده است [19].

برای تحلیل ترمودینامیکی زیر سامانه‌ها در کل سیستم از قانون اول و دوم استفاده شده است. قانون اول ترمودینامیک یا قانون بقای انرژی با فرضیات در نظر گرفته شده، برای تمامی اجزا به‌صورت زیر است.

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_e h_e \quad (۱)$$

با اعمال قانون دوم ترمودینامیک در تمام اجزای سامانه می‌توان میزان بازگشت‌ناپذیری‌ها را تحلیل نمود. مقدار اگزرژی در هر نقطه با استفاده از رابطه (۲) به دست می‌آید.

$$ex_i = h_i - h_e - T_0(s_i - s_0) \quad (۲)$$

همچنین قانون بقای اگزرژی به‌صورت زیر می‌باشد:

$$\sum \dot{m}_i ex_i + \dot{Ex}^{Q_i} = \sum \dot{m}_e ex_e + \dot{Ex}_{W_i} + \dot{Ex}_{d_i} \quad (۳)$$

که در رابطه بالا $\dot{Ex}^{Q_i}$، $\dot{Ex}_{W_i}$ و $\dot{Ex}_{d_i}$ به ترتیب انتقال اگزرژی به واسطه انتقال گرما، کار و نرخ اتلاف اگزرژی است. انتقال اگزرژی به واسطه انتقال گرما از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\dot{Ex}^{Q_i} = \dot{Q}_i\left(1 - \frac{T_0}{T_{s_i}}\right) \quad (٤)$$

با محاسبه مقدار نرخ اتلاف انرژی در زیر سامانه‌ها می‌توان دید بهتری نسبت به بازگشت‌ناپذیری‌ها در قسمت‌های مختلف سیستم به دست آورد. مقدار نرخ اتلاف اگزرژی را می‌توان با استفاده از رابطه (۳) یا رابطه (۵) محاسبه نمود.

$$\dot{Ex}_{d_i} = T_0 \dot{S}_{gen_i} \quad (۵)$$

برای محاسبه مقدار توان تولیدی از توربین‌های ۱ و ۲ از رابطه زیر استفاده می‌شود.

$$\dot{W}_{st1} = \dot{m}_3(h_3 - h_4) \qquad \dot{W}_{st2} = \dot{m}_{35}(h_{35} - h_{36}) \quad (٦)$$

مقدار نرخ اتلاف اگزرژی در توربین‌های ۱ و ۲ نیز از روابط (۷) و (۸) به‌دست می‌آید.

$$\dot{m}_3(ex_3 - ex_4) = \dot{W}_{st1} + \dot{Ex}_{d_{st1}} \quad (۷)$$

$$\dot{m}_{35}(ex_{35} - ex_{36}) = \dot{W}_{st2} + \dot{Ex}_{d_{st2}} \quad (۸)$$

قانون بقای انرژی و اگزرژی برای فرایند ذخیره نیز به‌صورت زیر است.

$$\dot{m}_{38}(h_{38} - h_{39}) - \dot{m}_5(h_{35} - h_5) - \dot{Q}_L = \dot{En}_{accu} \quad (۹)$$

$$\dot{m}_{38}(ex_{38} - ex_{39}) - \dot{m}_5(ex_{35} - ex_5) - \dot{Ex}^{Q_L} - \dot{Ex}_d = \dot{Ex}_{accu} \quad (۱۰)$$

مقدار انتقال حرارت به آب گرم در مبدل آب گرم به‌صورت زیر به دست می‌آید.

$$\dot{Q}_{HW} = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{12}) \tag{۱۱}$$

مقدار انرژی منتقل شده به ژنراتور سیکل تبرید جذبی برابر است با:

$$\dot{Q}_{HW} = \dot{m}_{6}(h_{6} - h_{7}) \tag{۱۲}$$

معادله بقای انرژی و اگزرژی برای ژنراتور سیکل تبرید جذبی به‌صورت زیر نیز قابل بیان است:

$$\dot{Q}_{Gen} + \dot{m}_{31}h_{31} = \dot{m}_{25}h_{25} + \dot{m}_{32}h_{32} \tag{۱۳}$$

$$\dot{Q}_{Gen}\left(1 - \frac{T_0}{T_{s_{Gen}}}\right) + \dot{m}_{31}ex_{31} = \dot{m}_{25}ex_{25} + \dot{m}_{32}ex_{32} + \dot{E}x_{d_{Gen}} \tag{۱۴}$$

مقدار بار سرمایشی در اپراتور سیکل تبرید جذبی از رابطه (۱۵) و (۱۶) حاصل می‌شود:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{28}(h_{28} - h_{27}) \tag{۱۵}$$

$$\dot{Q}_{evap}\left(1 - \frac{T_0}{T_{s_{evap}}}\right) + \dot{m}_{27}ex_{27} = \dot{m}_{28}ex_{28} + \dot{E}x_{d_{evap}} \tag{۱۶}$$

مقدار کار کمپرسور در سامانه پمپ حرارتی به‌صورت زیر حاصل می‌شود:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{21}) \tag{۱۷}$$

نرخ اتلاف اگزرژی برای کمپرسور در سامانه تبرید تراکمی را می‌توان به‌صورت زیر محاسبه نمود:

$$\dot{W}_{comp} + \dot{m}_{21}ex_{21} = \dot{m}_{22}ex_{22} + \dot{E}x_{d_{comp}} \tag{۱۸}$$

مقدار بار حرارتی کندانسور پمپ حرارتی از رابطه (۱۸) به دست می‌آید.

$$\dot{W}_{cond1} = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{23}) \tag{۱۹}$$

معادله بقای اگزرژی برای کندانسور را می‌توان به‌صورت زیر نوشت:

$$\dot{m}_{22}ex_{22} = \dot{m}_{23}ex_{23} + \dot{Q}_{cond1}\left(1 - \frac{T_0}{T_{s_{cond1}}}\right) + \dot{E}x_{d_{cond1}} \tag{۲۰}$$

مقدار راندمان توربین ۱، ۲ و مبدل آب گرم به‌صورت روابط زیر قابل تعریف است:

$$\eta_{st1} = \frac{\dot{W}_{st1}}{\dot{m}_3h_3 - \dot{m}_4h_4} \tag{۲۱}$$

$$\eta_{st2} = \frac{\dot{W}_{st2}}{\dot{m}_{35}h_{35} - \dot{m}_{36}h_{36}} \tag{۲۲}$$

$$\eta_{HW} = \frac{\dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{12}h_{12}}{\dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_{11}h_{11}} \tag{۲۳}$$

برای سامانه تبرید جذبی راندمان به‌صورت ضریب عملکرد تعریف می‌شود.

$$COP_{en,AC} = \frac{\dot{m}_{28}h_{28} - \dot{m}_{27}h_{27}}{\dot{m}_6h_6 - \dot{m}_7h_7} \tag{۲۴}$$

برای پمپ حرارتی ضریب عملکرد به‌صورت زیر بیان می‌شود:

$$COP_{en,HP} = \frac{\dot{m}_{22}h_{22} - \dot{m}_{23}h_{23}}{\dot{m}_{22}h_{22} - \dot{m}_{21}h_{21}} \tag{۲۵}$$

مقدار راندمان کل سامانه از رابطه (۲۶) به دست خواهد آمد:

$$\eta_0 = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{evap2} + \dot{Q}_{cond1} + (\dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{12}h_{12})}{\left(\dot{m}_1h_1 - (\dot{m}_7h_7 + \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{36}h_{36})\right) + \dot{Q}_{Solar}} \tag{۲۶}$$

یکی از ابزارهای مهم برای تحلیل ترمودینامیکی سیستم‌های انرژی، استفاده از راندمان اگزرژی است. راندمان قانون دوم زیرسامانه‌های مختلف را می‌توان به‌صورت زیر تعریف نمود:

$$\psi_{st1} = \frac{\dot{W}_{st1}}{\dot{m}_3ex_3 - \dot{m}_4ex_4} \tag{۲۷}$$

$$\psi_{st2} = \frac{\dot{W}_{st2}}{\dot{m}_{35}ex_{35} - \dot{m}_{36}ex_{36}} \tag{۲۸}$$

$$\psi_{HW} = \frac{\dot{m}_{13}ex_{13} - \dot{m}_{12}ex_{12}}{\dot{m}_{10}ex_{10} - \dot{m}_{11}ex_{11}} \tag{۲۹}$$

$$COP_{ex,AC} = \frac{(\dot{m}_{28}h_{28} - \dot{m}_{27}h_{27})\left(1 - \frac{T_0}{T_{s_{evap2}}}\right)}{\dot{m}_6ex_6 - \dot{m}_7ex_7} \tag{۳۰}$$

$$COP_{ex,HP} = \frac{(\dot{m}_{22}h_{22} - \dot{m}_{23}h_{23})\left(1 - \frac{T_0}{T_{s_{cond1}}}\right)}{\dot{m}_{22}ex_{22} - \dot{m}_{21}ex_{21}} \tag{۳۱}$$

$$\psi_0 = \frac{\left(\dot{W}_{net} + \dot{E}x^{Q_{evap2}} + \dot{E}x^{Q_{cond1}} + (\dot{m}_{13}ex_{13} - \dot{m}_{12}ex_{12})\right)}{\left(\left(\dot{m}_1ex_1 - \left(\dot{m}_7ex_7 + \dot{m}_{11}ex + \dot{m}_{36}ex_{36}\right)\right) + \dot{Q}_{Solar}\left(1 - \frac{T_0}{T_{s_{sol}}}\right)\right)} \tag{۳۲}$$

بحث و بررسی نتایج

مقدار راندمان قانون اول و دوم این سامانه به ترتیب $\eta_0 = 92\%$ و $\psi_0 = 57\%$ است که از بسیاری از سامانه‌های تولید توان بیشتر است. در جدول (۱) مقدار خواص ترمودینامیکی مانند دما، فشار و آنتالپی، آنتروپی، اگزرژی با

استفاده از نرم‌افزار EES (Engineering Equation Solver) محاسبه شده است. بر اساس داده‌های جدول (۱) می‌توان خروجی‌های اصلی سامانه انرژی زمین گرمایی-خوشیدی را بر اساس معادلات جدول (۲) محاسبه نمود. خروجی اصلی شامل توان تولیدی کل سامانه، راندمان کل سامانه، ضریب عملکرد پمپ حرارتی و سیکل تبرید جذبی است. این خروجی‌ها در جدول (۳) بیان شده است. مقدار کل توان تولیدی سامانه تقریباً ۱۸/٦ MW است.

جدول ۱ خواص ترمودینامیکی در هر نقطه از سامانه

State no.	ṁ(kg/s)	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	ex (kJ/kg)
1	50	573	8566	2046	4.479	715.2
2	50	527.6	4283	2046	4.613	675.1
3	27.75	527.6	4283	2799	6.04	1002
4	27.75	419.3	428.3	2514	6.331	631
5	24.78	419.3	428.3	2742	6.873	696.6
6	2.967	419.3	428.3	615.6	1.802	82.66
7	2.967	340	428.3	280.2	0.9161	11.54
8	-	-	-	-	-	-
9	-	-	-	-	-	-
10	22.25	525.4	4283	1096	2.813	262.1
11	22.25	318	101.3	191.5	0.6347	6.818
12	48.08	278	101.3	20.49	0.074	3.03
13	48.08	368	101.3	397.4	1.248	29.69
14	3	298.2	101.3	63.4	5.833	72.59
15	3	298.7	101.3	65.1	5.865	72.58
16	3	290.2	101.3	35.51	5.737	73.32
17	3	368.2	101.3	115.1	5.98	80.5
18	3	350	101.3	309	6.615	85.3
19	-	-	-	-	-	-
20	-	-	-	-	-	-
21	0.7	280.9	175	398.6	1.719	37.17
22	0.7	341.6	1050	435.3	1.74	67.5
23	0.7	303	1050	271.7	1.244	52.02
24	0.7	276.3	175	271.7	1.26	47.22
25	0.3366	363	7.38	2668	8.536	127.3
26	0.3366	313	7.38	166.9	0.5703	1.394
27	0.3366	276.9	0.8	166.9	0.603	-8.369
28	0.3366	276.9	0.8	2507	9.055	-188.3
29	1.363	308	0.8	-160	6.157	-738.1
30	1.363	308	7.38	-160	1.675	598.5
31	1.363	323	7.38	-124	5.58	634.4
32	1.026	363	5.48	-170	4.867	147.7
33	1.026	335	7.38	-117.8	4.729	188.8
34	1.026	318	0.8	-117.8	5.169	57.46
35	24.78	502	428.3	2919	7.26	758.6
36	24.78	319	10	2486	7.841	152.2
37	14.3	650	101.3	378.4	0.769	158.4
38	14.3	650	120	378.4	0.769	158.4
39	14.3	373	120	9.76	0.0259	11.46

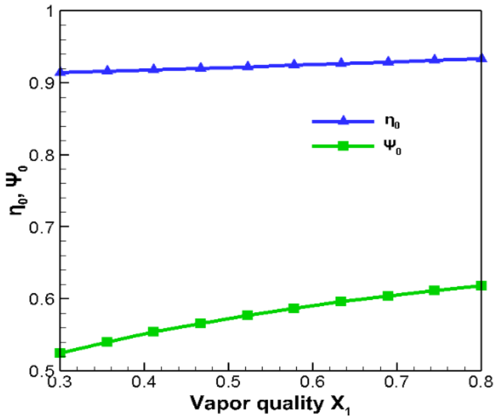
جدول ۲ معادلات انرژی، اگزرژی و پیوستگی برای اجزای مختلف

تجهیز	معادله انرژی	معادله اگزرژی	معادله پیوستگی
توربین ۱	$\dot{W}_{st1} = \dot{m}_3(h_3 - h_4)$	$\dot{m}_3(ex_3 - ex_4) = \dot{W}_{st1} + \dot{Ex}_{d_{st1}}$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$
توربین ۲	$\dot{W}_{st2} = \dot{m}_{35}(h_{35} - h_{36})$	$\dot{m}_{35}(ex_{35} - ex_{36}) = \dot{W}_{st2} + \dot{Ex}_{d_{st2}}$	$\dot{m}_{35} = \dot{m}_{36}$
ذخیره‌ساز	$\dot{m}_{38}(h_{38} - h_{39}) - \dot{m}_5(h_{35} - h_5) - \dot{Q}_L = \dot{En}_{accu}$	$\dot{m}_{38}(ex_{38} - ex_{39}) - \dot{m}_5(ex_{35} - ex_5) - \dot{Ex}^{Q_L} - \dot{Ex}_d = \dot{Ex}_{accu}$	$\dot{m}_{38} = \dot{m}_{39}$ $\dot{m}_{35} = \dot{m}_5$
مبدل آب گرم	$\dot{Q}_{HW} = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{12})$	$\dot{Q}_{HW}\left(1 - \frac{T_0}{T_{s_{HW}}}\right) + \dot{m}_{12}ex_{12} = \dot{m}_{13}ex_{13} + \dot{Ex}_{d_{HW}}$	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12}$
ژنراتور تبرید جذبی	$\dot{Q}_{Gen} + \dot{m}_{31}h_{31} = \dot{m}_{25}h_{25} + \dot{m}_{32}h_{32}$ $\dot{Q}_{HW} = \dot{m}_6(h_6 - h_7)$	$\dot{Q}_{Gen}\left(1 - \frac{T_0}{T_{s_{Gen}}}\right) + \dot{m}_{31}ex_{31} = \dot{m}_{25}ex_{25} + \dot{m}_{32}ex_{32} + \dot{Ex}_{d_{Gen}}$	$\dot{m}_{31} = \dot{m}_{32}$ $\dot{m}_6 = \dot{m}_7$
اپراتور تبرید جذبی	$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{28}(h_{28} - h_{27})$	$\dot{Q}_{evap}\left(1 - \frac{T_0}{T_{s_{evap}}}\right) + \dot{m}_{27}ex_{27} = \dot{m}_{28}ex_{28} + \dot{Ex}_{d_{evap}}$	$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28}$
کمپرسور	$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{21})$	$\dot{W}_{comp} + \dot{m}_{21}ex_{21} = \dot{m}_{22}ex_{22} + \dot{Ex}_{d_{comp}}$	$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{21}$
کندانسور	$\dot{W}_{cond1} = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{23})$	$\dot{m}_{22}ex_{22} = \dot{m}_{23}ex_{23} + \dot{Q}_{cond1}\left(1 - \frac{T_0}{T_{s_{cond1}}}\right) + \dot{Ex}_{d_{cond1}}$	$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23}$

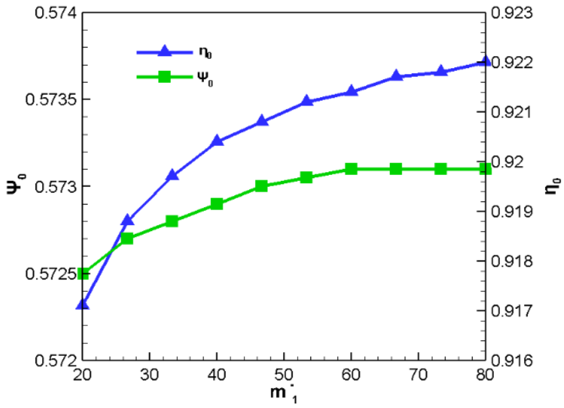
جدول ۳ خروجی‌های اصلی سامانه انرژی زمین گرمایی–خورشیدی

$\dot{W}_{ST1}$	۷۹۰۱ (kW)
$\dot{W}_{ST2}$	۱۰۷۳۱ (kW)
η_{T1}	٪۸۰
η_{T2}	٪۷۵
$\dot{W}_{P1}$	۹۰ (W)
$\dot{W}_{P2}$	۲۶۷ (W)
$\dot{Q}_{Gen}$	۹۹۵ (kW)
$\dot{Q}_{evap2}$	۷۷۸ (kW)
$COP_{en,AC}$	۰/۷۹
$COP_{ex,AC}$	۰/۲۹
$COP_{en,HP}$	٤/٤٥
$COP_{ex,HP}$	۰/۳۳
η_o	۹۲٪
ψ_o	۵۷٪

بر اساس مقادیر خواص ترمودینامیکی، راندمان قانون انرژی و اگزرژی در شکل (۲) بر اساس تغییرات کیفیت سیال خروجی از چاه زمین گرمایی محاسبه شده است. کیفیت بخار در چاه زمین گرمایی بستگی به نوع چاه دارد و می‌تواند میزان آن متغیر باشد. با افزایش کیفیت بخار از ۰/۳ تا ۰/۸ مقدار راندمان انرژی تغییر زیادی ندارد ولی راندمان اگزرژی از ۵۲٪ تا ۶۰٪ افزایش می‌یابد که علت آن کاهش اتلاف اگزرژی در قسمت‌های مختلف سامانه است. در واقع با افزایش کیفیت بخار مقدار اگزرژی آن افزایش پیدا کرده و این امر سبب بهبود راندمان اگزرژی به مقدار ۸٪ می‌شود. در شکل (۳) تغییرات راندمان انرژی و اگزرژی بر حسب دبی سیال خروجی از چاه زمین گرمایی نشان داده شده است. با افزایش دبی جرمی از ۲۰ kg/s تا ۸۰ kg/s تغییرات راندمان قانون اول و دوم تقریباً ناچیز است. با افزایش دبی سیال خروجی از چاه مقدار انرژی تولیدی افزایش می‌یابد ولی مقدار راندمان قانون اول و دوم به دلیل عدم تغییر در کیفیت انرژی تغییر محسوسی ندارد.



شکل ۲ نمودار راندمان انرژی و اگزرژی کل سامانه بر حسب کیفیت آب خروجی از چاه‌های زمین گرمایی

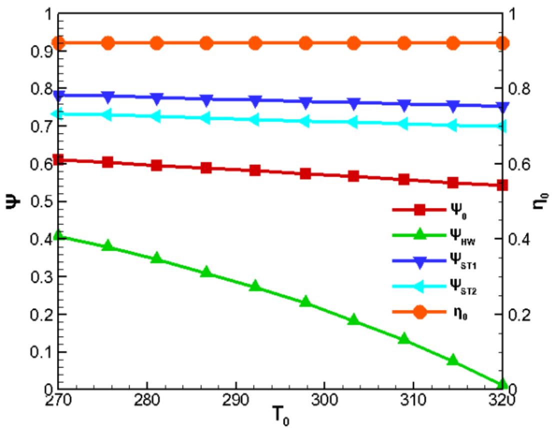


شکل ۳ نمودار راندمان انرژی و اگزرژی کل سامانه بر حسب دبی جریان آب گرم از مخزن زمین گرمایی

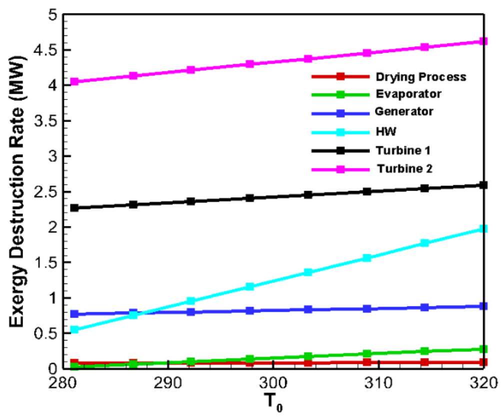
در شکل (٤) مشاهده می‌شود که افزایش دمای محیط سبب کاهش راندمان اگزرژی کل، توربین ۱ و ۲ و کاهش شدید راندمان مبدل آب گرم می‌شود. با افزایش دمای محیط اتلاف اگزرژی افزایش یافته و این امر سبب کاهش راندمان قانون دوم در کل سامانه می‌شود. با توجه به اینکه دمای محیط در معادلات انرژی تأثیری ندارد، با تغییر دمای محیط راندمان انرژی تغییری نمی‌کند. اتلاف اگزرژی در قسمت‌های مختلف سامانه بر حسب دمای محیط در شکل (٥) مشاهده می‌شود.

اتلاف اگزرژی در توربین ۱ و ۲ به ترتیب ۹٪ و ۱۲/۵٪ افزایش می‌یابد. میزان افزایش اتلاف اگزرژی برای مبدل آب گرم حدود ۳۰۰٪ یعنی از ۰,۵ MW تا ۲ MW است که سبب کاهش شدید راندمان اگزرژی آن با افزایش دمای محیط می‌شود. این نمودار اهمیت تحلیل اگزرژی در سامانه‌های انرژی را نشان می‌دهد. در حالی که راندمان انرژی تأثیر تغییر دما را نشان نمی‌دهد ولی تحلیل قانون دوم عملکرد قسمت‌های مختلف سامانه را با تغییر دمای محیط نشان می‌دهد.

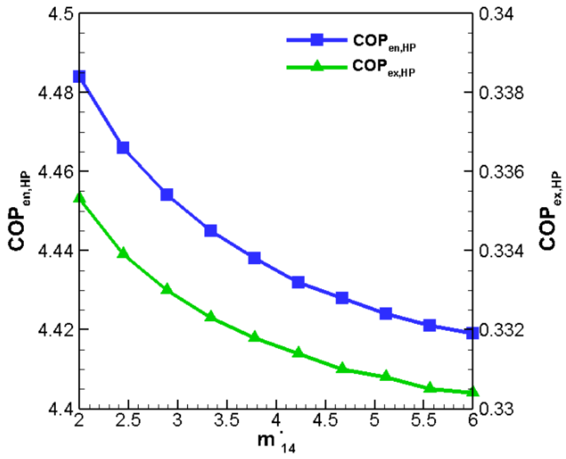
نمودار ضریب عملکرد پمپ حرارتی بر حسب دبی جرمی هوای ورودی در شکل (٦) نشان داده شده است. با افزایش دبی هوا، دمای ایزوبوتان (سیال عامل در سیکل پمپ حرارتی) در ورودی کمپرسور افزایش یافته و این امر سبب افزایش کار مصرفی در کمپرسور و اتلاف اگزرژی و در نهایت موجب کاهش راندمان انرژی به میزان ۲٪ و اگزرژی به میزان ۱,۵٪ در آن می‌شود. در شکل (۷) تغییرات راندمان کل سامانه و سامانه تهویه مطبوع بر حسب T_7 نشان داده شده است. با افزایش دمای خروجی از ژنراتور از ۳۲۰ K تا ۳۸۰ K مقدار ضریب عملکرد اگزرژی ۲۵٪ کاهش می‌یابد.



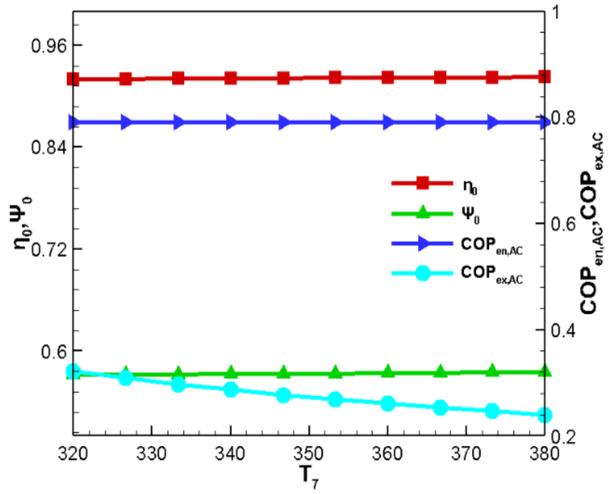
شکل ٤ نمودار راندمان انرژی کل و راندمان اگزرژی کل، مبدل تولیدکننده آب گرم، توربین ۱ و ۲ بر حسب دمای محیط



شکل ۵ نمودار نرخ اتلاف اگزرژی قسمت‌های مختلف سامانه بر حسب دمای محیط



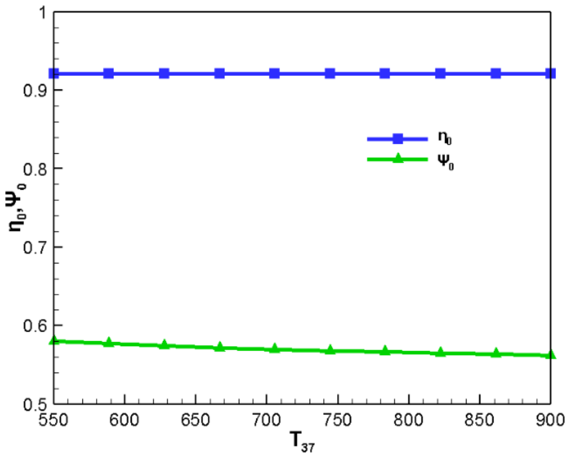
شکل ٦ نمودار تغییرات ضریب عملکرد سامانه پمپ حرارتی بر حسب دبی هوای ورودی به اپراتور



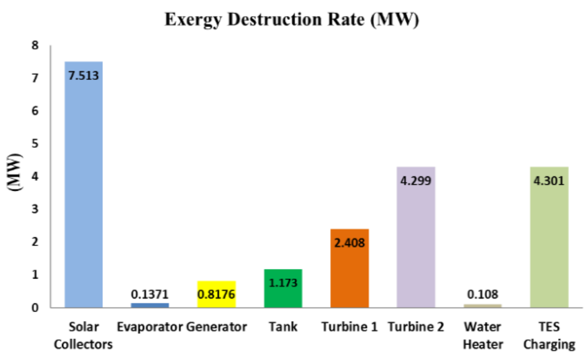
شکل ۷ نمودار تغییرات راندمان انرژی کل، اگزرژی کل، ضریب عملکرد انرژی و اگزرژی سامانه تبرید جذبی بر حسب T_7

در شکل (۸) نمودار ضریب راندمان حرارتی و اگزرژی کل سامانه بر حسب T_{37} نشان می‌دهد. با افزایش دمای سدیم مذاب و ثابت ماندن مقدار انرژی که حمل می‌کند با تغییر دبی آن، راندمان اگزرژی تقریباً ٪۳/۵ کاهش یافته و راندمان انرژی ثابت باقی می‌ماند. علت کاهش راندمان اگزرژی، افزایش متوسط اختلاف دما بین سدیم مذاب و جریان بخار در ذخیره‌ساز انرژی است. در شکل (۹) مقدار اتلاف اگزرژی برای قسمت‌های مختلف سامانه مشاهده می‌شود. با تحلیل اتلاف اگزرژی می‌توان شناخت بیشتری از مکان و مقدار بازگشت‌ناپذیری‌ها به دست آورد و با کاهش آن مقدار راندمان سیستم را افزایش داد.

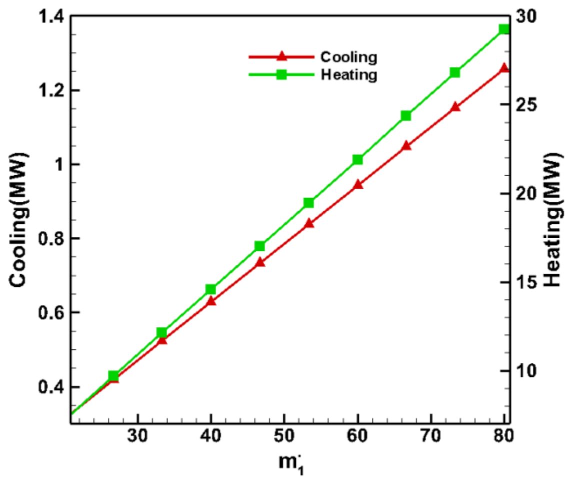
بیشترین مقدار اتلاف اگزرژی مربوط توربین ۱ به مقدار MW ۲,٤ و ۲ به مقدار MW ٤,۳ و همچنین ذخیره‌ساز انرژی خورشیدی به مقدار MW ٤,۳ است. کمترین مقدار اتلاف اگزرژی مربوط به اپراتور است. بنابراین باید در زیرسامانه‌هایی که اتلاف اگزرژی بیشتری وجود دارد، عوامل بازگشت‌ناپذیری را برطرف نمود. در شکل (۱۰) مقدار ظرفیت گرمایش که مجموع گرمایش حاصل از کندانسور ۲ و مبدل گرمایی است و سرمایش که حاصل از سیکل تبرید جذبی است، نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود گرمایش با تغییر دبی آب گرم چاه زمین گرمایی به‌صورت خطی از MW ۷,۲ تا MW ۲۹,۲ تغییر نموده است. ظرفیت سرمایشی نیز به‌صورت خطی از MW ۰,۳ تا MW ۱,۲٥ افزایش یافته است.



شکل ۸ نمودار تغییرات راندمان انرژی کل و اگزرژی کل بر حسب T_{37}



شکل ۹ نمودار نرخ اتلاف اگزرژی در زیرسامانه‌های اصلی



شکل ۱۰ نمودار تغییر میزان گرمایش و سرمایش بر حسب دبی آب گرم از مخزن زمین گرمایی

نتیجه گیری

در این پژوهش یک سامانه تولید همزمان بر اساس انرژی زمین گرمایی و خورشیدی ارائه شده است. با استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک کل سامانه تحلیل شده است. مقدار کار، سرما و گرما تولیدی و همچنین اتلاف اگزرژی محاسبه شده است. با استفاده از روابط ترمودینامیکی تأثیر پارامترهای مؤثر مانند دبی جرمی سیال خروجی از مخزن زمین گرمایی، کیفیت بخار، دمای محیط، دمای هوای ورودی به پمپ حرارتی و دمای سیال خروجی ژنراتور بر روی راندمان قانون اول، دوم و اتلاف اگزرژی بررسی شده است.

۱. با افزایش کیفیت بخار از ۰/۳ تا ۰/۸ مقدار راندمان اگزرژی حدود ۸٪ افزایش می‌یابد.

۲. با افزایش دمای محیط از K ۲۷۰ تا K ۳۲۰ مقدار راندمان انرژی کل تغییری نمی‌کند اما مقدار راندمان اگزرژی کل حدود ۷٪ کاهش، توربین شماره ۱ تقریباً ۳٪ و توربین شماره ۲ حدود ٤٪ کاهش می‌یابد. کاهش راندمان اگزرژی برای مبدل آب گرم بسیار شدید است که علت آن افزایش ۳۰۰٪ اتلاف اگزرژی و بازگشت‌ناپذیری در مبدل آب گرم است.

۳. با افزایش دمای خروجی از ژنراتور از K ۳۲۰ تا K ۳۸۰ مقدار ضریب عملکرد اگزرژی ۲۵٪ کاهش می‌یابد.

با افزایش دبی هوا، دمای ایزوبوتان (سیال عامل در سیکل پمپ حرارتی) در ورودی کمپرسور افزایش یافته و این امر سبب افزایش کار مصرفی در کمپرسور و اتلاف اگزرژی و در نهایت موجب کاهش راندمان انرژی و اگزرژی در آن می‌شود.

تقدیر و تشکر

فهرست علائم

$\dot{E}$	نرخ اگزرژی
E	جریان اگزرژی
Ex^Q	اگزرژی حرارتی
h	آنتالپی
$\dot{m}$	دبی جرمی
P	فشار
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت
s	آنتروپی
$\dot{s}_{gen}$	تولید آنتروپی
T	دما
$\dot{W}$	توان
η	راندمان انرژی
ψ	راندمان اگزرژی
Comp	کمپرسور
COP	ضریب عملکرد
Abs	چیلر جذبی
Eva	اوپراتور
Gen	ژنراتور
HE	مبدل حرارتی
Sol	خورشیدی
TES	ذخیره‌ساز انرژی حرارتی
X	کیفیت بخار

واژه نامه

چیلر	Absorption Chiller
کندانسور	Condenser
اواپراتور	Evaporator

اگزرژی	Exergy	جداکننده	Separator
آنتالپی	Enthalpy	کلکتور خورشیدی	Solar Collector
آنتروپی	Entropy	کیفیت بخار	Vapor Quality
پمپ حرارتی	Heat Pump		
سیکل کالینا	Kalina Cycle		
مبرد	Refrigerant		

مراجع

[1] F. Cao, H. Li, Q. Ma, and L. Zhao, , "Design and simulation of a geothermal-solar combined chimney power plant", *Energy Conversion and Managmnet*, vol. 84, Pp.186–195, (2014).

[2] J. Choi, B. Kang, H. Cho, "Performance comparison between R22 and R744 solar-geothermal hybrid heat pumps according to heat source conditions", *Renewable Energy*, vol. 71, Pp. 414–424, (2014).

[3] H. Ghasemi, E. Sheu, A. Tizzanini, M. Paci, and A. Mitsos, "Hybrid solar-geothermal power generation: Optimal retrofitting", *Applied Energy*, vol. 131, Pp. 158–170, (2014).

[4] M. Ayub, A. Mitsos, and H. Ghasemi, "Thermo-economic analysis of a hybrid solar-binary geothermal powerplant", *Energy*, vol. 87, Pp. 326–335, (2015).

[5] N. Shokati, F. Ranjbar, "Thermodynamic and Exergoeconomic Analysis of Combination of Single-Flash Geothermal Power Cycle with Kalina and ORC with different Organic Fluids", *Journal of Solid Fluid Mechanics* vol. 5, Pp. 177–192, (1394).

[6] F. Heberle, M. Hofera, Ni. Ürlings, H. Schröder, Th. Anderlohr, and D. Brüggemanna, "Techno-economic analysis of a solar thermal retrofit for an air-cooled geothermal Organic Rankine Cycle power plant", *Renewable Energy*, vol. 113, Pp. 494–502, (2017).

[7] F. Calise, M. D. D’Accadia, A. MacAluso, A. Piacentino, and L. Vanoli, "Exergetic and exergoeconomic analysis of a novel hybrid solar-geothermal polygeneration system producing energy and water", *Energy Conversion and Management,* vol. 115, Pp. 200–220, (2016).

[8] S. M. Alirahmi, S. Rahmani Dabbagh, P. Ahmadi, and S. Wongwises, "Multi-objective design optimization of a multi-generation energy system based on geothermal and solar energy", *Energy Conversion and Management,* vol. 205, Pp. 112426, (2020).

[9] R. Elghamry, H. Hassan, "Impact a combination of geothermal and solar energy systems on building ventilation, heating and output power: Experimental study", *Renewable Energy*, vol. 152, Pp. 1403–1413, (2020).

[10] K. H. M. Al-Hamed, I. Dincer, "Investigation of a concentrated solar-geothermal integrated system with a combined ejector-absorption refrigeration cycle for a small community", *International Journal of Refrigeration* vol. 106, Pp. 407–426, (2019).

[11] S. Zabihollah, D. Rafiee, and F. Torabi, "Geothermal energy and its combination with other renewable energies in combined cycle of power, refrigeration and heating", *Scientific Journal of Mechanical Engineering,* vol. 29, Pp.

79–89, (1399).

[12] O. Siddiqui, I. Dincer, "A new solar and geothermal based integrated ammonia fuel cell system for multigeneration", *Internation Journal of Hydrogen Energy*, (2020). doi:10.1016/j.ijhydene.2020.02.109

[13] V. Okati, A. Ebrahimi-Moghadam, A. Behzadmehr, and M. Farzaneh-Gord, "Proposal and assessment of a novel hybrid system for water desalination using solar and geothermal energy sources", *Desalination*, vol. 467, Pp. 229–244, (2019).

[14] M. A. Ald, S. K. Aria, and S. Jafrmadar, "Analysis of a new hybrid arrangement by using geothermal wells of Sabalan and the LNG cool enegy", *Amirkabir Journal of Mechcanical Enginering*, vol. 52, Pp. 525–544, (1399).

[15] M. Ciani Bassetti, D. Consoli, G. Manente, and A. Lazzaretto, "Design and off-design models of a hybrid geothermal-solar power plant enhanced by a thermal storage", *Renewable Energy*, vol. 128, Pp. 460–472, (2018).

[16] J. D. McTigue, D. Wendt, K. Kitz, J. Gunderson, Ni. Kincaid, G. Zhua, "Assessing geothermal/solar hybridization – Integrating a solar thermal topping cycle into a geothermal bottoming cycle with energy storage", *Applied Thermal Engineering*, vol. 171, Pp. 115121, (2020).

[17] A. Keshvarparast, S. S. M. Ajarostaghi, and M. A. Delavar, "Thermodynamic analysis the performance of hybrid solar-geothermal power plant equipped with air-cooled condenser", *Applied Thermal Engineering*, vol. 172, Pp. 115160, (2020).

[18] M. Sandali, A. Boubekri, D. Mennouche, and N. Gherraf, "Improvement of a direct solar dryer performance using a geothermal water heat exchanger as supplementary energetic supply. An experimental investigation and simulation study", *Renewable Energy*, vol. 135, Pp. 186–196, (2019).

[19] Taherifard A, Shahab M. Case Study: Geothermal power plant of Meshkinshahr. *Energy Econ.* 1389;125(1):31–9. (In Persian)